

A2



US5106352

Biblio

Desc

Claims

Page 1

Drawing



MULTISPEED AUTOMATIC TRANSMISSION FOR AUTOMOBILE VEHICLES

Patent Number: ☐ [US5106352](#)
Publication date: 1992-04-21
Inventor(s): LEPELLETIER PIERRE A G (FR)
Applicant(s): LEPELLETIER PIERRE A G (FR)
Requested Patent: ☐ [JP4219553](#)
Application Number: US19900625128 19901210
Priority Number(s): FR19890016689 19891218
IPC Classification: F16H57/10
EC Classification: F16H3/66
Equivalents: DE69010472D, DE69010472T, ☐ [EP0434525](#), B1, ☐ [FR2656055](#)

Abstract

A multispeed automatic transmission for automobile vehicles having parallel input shaft output shaft includes two parallel gearsets and of constant-mesh gearwheels providing two fixed speed ratios. The second speed ratio is higher than the first speed ratio and in same direction. A first power path using the first fixed speed ratio includes a first control clutch and a second control clutch, and a second power path using the second fixed speed ratio includes a third control clutch. Further, the transmission includes a double planetary gearset, a first control brake and a second control brake. Alternatively, the input shaft and output shaft are in alignment and one of the two speed ratios is a direct drive. The transmission features six forward speeds, a braked neutral and a reverse drive.

Data supplied from the [esp@cenet](#) database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-219553

(43) 公開日 平成4年(1992)8月10日

(51) Int.Cl.⁵

F 1 6 H 3/62

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

Z 9030-3 J

審査請求 未請求 請求項の数16(全 17 頁)

(21) 出願番号 特願平2-412140

(22) 出願日 平成2年(1990)12月18日

(31) 優先権主張番号 8 9 1 6 6 8 9

(32) 優先日 1989年12月18日

(33) 優先権主張国 フランス (F R)

(71) 出願人 591009118

ピエール アンドレ ジョルジュ ルベル
テイエ

PIERRE ANDRE GEORGE
S LEPELLETIER

フランス国・シヤトゥ 78400・アヴィニ
ユ アドリアン モアサン 23

(72) 発明者 ピエール アンドレ ジョルジュ ルベル
テイエ

フランス国・シヤトゥ 78400・アヴィニ
ユ アドリアン モアサン 23

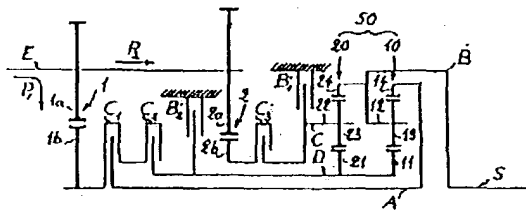
(74) 代理人 弁理士 一色 健輔 (外1名)

(54) 【発明の名称】 自動車用の多段自動変速機

(57) 【要約】

【構成】 平行なインプットシャフトEとアウトプットシャフトSを有する多段自動変速機が、2つの固定変速比を提供する常時噛み合い歯車から成る2本の平行な歯車組1、2を包含している。その第1の変速比は、第2の変速比よりも高くそれと同じ方向のものである。第1の固定変速比を使用する第1の動力通路P1は第1の制御クラッチC1と第2の制御クラッチC2を包含し、第2の固定変速比を使用する第2の動力通路P2は第3の制御クラッチC3を包含している。更に、当該変速機は、複式遊星歯車50と、第1の制御ブレーキB1と、第2の制御ブレーキB2を包含している。二者択一的に、当該インプットシャフトEとアウトプットシャフトSが心合わせされ、2つの変速比の一方は直結駆動である。

【効果】 当該変速機は、6速の前進変速、制動を受けるニュートラル及び後退駆動を特色とするものである。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 インพุットシャフトとアウトพุットシャフトの間において、第1の固定変速比を有し第1の制御クラッチ及び第2の制御クラッチを包含する第1の動力通路と、前記第1固定変速比よりも高い同方向の第2の固定変速比を有し第3の制御クラッチを包含する第2の動力通路と、前記動力通路のそれぞれと係合する第1及び第2の制御ブレーキと、アウトพุットシャフトと同心上にあって回転速度の順に第1、第2、第3及び第4の部材を包含する複式遊星歯車組とから構成されてケーシング内に収容される特に自動車用の多段自動変速機であって、前記第1制御クラッチは前記第1動力通路を介して前記第1部材をインพุットシャフトに連結すべく機能し、前記第2部材はアウトพุットシャフトと共に回転可能に固定され、前記第3制御クラッチは前記第2動力通路を介して前記第3部材をインพุットシャフトに連結すべく機能し、前記第1制御ブレーキは前記第3部材を回転に対抗して固定すべく機能し、前記第2制御クラッチは前記第1動力通路を介して前記第4部材をインพุットシャフトに連結すべく機能し、前記第2制御ブレーキは前記第4部材を回転に対抗して固定すべく機能するように成した、前記多段自動変速機。

【請求項2】 前記変速機は、前記第1、第2及び第3の制御クラッチと前記第1及び第2の制御ブレーキを対を為して選択的に操作することによって6速の前進ギヤ、制動ニュートラル位置、及び後退駆動を提供するものであり、前記第1制御クラッチ及び前記第1制御ブレーキは第1速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第1制御クラッチ及び前記第2制御ブレーキは第2速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第1制御クラッチ及び前記第2制御クラッチは第3速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第1制御クラッチ及び前記第3制御クラッチは第4速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第2制御クラッチ及び前記第3制御クラッチは第5速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第3制御クラッチ及び前記第2制御ブレーキは第6速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第1及び第2の制御ブレーキは制動ニュートラル位置を形成すべく機能し、前記第2制御クラッチ及び前記第1制御ブレーキは後退駆動を形成すべく機能するように成した、請求項1に記載の自動変速機。

【請求項3】 複式遊星歯車組は、第1の太陽歯車及び第1の大減速歯車と噛み合う第1の遊星歯車を担持する第1の遊星キャリアを有する第1の基本的な遊星歯車組と、第2の太陽歯車及び第2の大減速歯車と噛み合う第2の遊星歯車を担持する第2の遊星キャリアを有する第2の基本的な遊星歯車組とから構成され、前記第1、第2、第3及び第4の部材のうちの2つは前記基本的な遊星歯車組の一方の単一の要素によって形成され、他の2つの部材は互いに対して回転可能に固定された前記基本的遊星歯車組の両方の要素によって形成されるように成し

た、請求項1に記載の自動変速機。

【請求項4】 前記複式遊星歯車組は太陽歯車及び大減速歯車と噛み合う遊星歯車を担持する遊星キャリアを有する単独の基本的な遊星歯車組から構成され、前記遊星キャリアは第1に記載の遊星歯車及び補足的な太陽歯車と噛み合う補足的な遊星歯車をも担持し、前記部材のうちの3つは前記単独の基本的な遊星歯車組の部分であり、前記部材のうちの1つは前記補足的な太陽歯車であるように成した、請求項1に記載の自動変速機。

【請求項5】 インพุットシャフトとアウトพุットシャフトは互いに対して平行であり、前記第1動力通路は前記第1固定変速比を提供する常時噛み合い歯車から成る第1の平行な歯車組を包含し、前記第2動力通路は前記第2固定変速比を提供する常時噛み合い歯車から成る第2の平行な歯車組を包含するように成した、請求項1に記載の自動変速機。

【請求項6】 インพุットシャフトとアウトพุットシャフトは互いに対して心合わせされており、前記第1動力通路はケーシングに対して固定された部材を有し前記第1固定変速比を提供する3部材から成る遊星歯車組を包含し、前記第2動力通路は直結駆動であり、前記第2固定変速比は統一と等しいように成した、請求項1に記載の自動変速機。

【請求項7】 インพุットシャフトは、前記第1動力通路のための入力を形成する第1の同軸インพุットシャフトと、前記第2動力通路のための入力を形成する第2の同軸インพุットシャフトとに分割されるように成した、請求項1に記載の自動変速機。

【請求項8】 前記変速機は摺動を受けない駆動部分に対して摺動を受ける被駆動部分を有する連結装置の媒介によって単独の動力源に連結され、前記第1動力通路は前記第1同軸インพุットシャフトを介して前記被駆動部分に連結され、前記第2動力通路は前記第2同軸インพุットシャフトを介して前記駆動部分に連結されるように成した、請求項7に記載の自動変速機。

【請求項9】 前記2本の同軸インพุットシャフトの間に配置されて、前記第1同軸インพุットシャフトが前記第2同軸インพุットシャフトより速く回転することを防止するフリーホイール手段を更に含んで成る、請求項8に記載の自動変速機。

【請求項10】 前記第1部材は第1大減速歯車によって形成され、前記第2部材は互いに対して回転可能に固定された第1遊星キャリア及び第2大減速歯車によって形成され、前記第3部材は第2遊星キャリアによって形成され、前記第4部材は互いに対して回転可能に固定された第1及び第2の太陽歯車によって形成されるように成した、請求項3に記載の自動変速機。

【請求項11】 前記第1部材は第1太陽歯車によって形成され、前記第2部材は互いに対して回転可能に固定された第1遊星キャリア及び第2大減速歯車によって形

成され、前記第3部材は互いに対して回転可能に固定された第1大減速歯車及び第2遊星キャリアによって形成され、前記第4部材は第2太陽歯車によって形成されるように成した、請求項3に記載の自動変速機。

【請求項12】 前記第1部材は互いに対して回転可能に固定された第1大減速歯車及び第2太陽歯車によって形成され、前記第2部材は互いに対して回転可能に固定された第1及び第2の遊星キャリアによって形成され、前記第3部材は第2大減速歯車によって形成され、前記第4部材は第1太陽歯車によって形成されるように成した、請求項3に記載の自動変速機。

【請求項13】 前記第1部材は互いに対して回転可能に固定された第1及び第2の太陽歯車によって形成され、前記第2部材は第2遊星キャリアによって形成され、前記第3部材は互いに対して回転可能に固定された第1遊星キャリア及び第2大減速歯車によって形成され、前記第4部材は第1大減速歯車によって形成されるように成した、請求項3に記載の自動変速機。

【請求項14】 前記第1部材は第1太陽歯車によって形成され、前記第2部材は第2大減速歯車によって形成され、前記第3部材は互いに対して回転可能に固定された第1及び第2の遊星キャリアによって形成され、前記第4部材は互いに対して回転可能に固定された第1大減速歯車及び第2太陽歯車によって形成されるように成した、請求項3に記載の自動変速機。

【請求項15】 前記第1部材は補足的な太陽歯車によって形成され、前記第2部材は大減速歯車によって形成され、前記第3部材は遊星キャリアによって形成され、前記第4部材は第1に記載の太陽歯車によって形成されるように成した、請求項4に記載の自動変速機。

【請求項16】 前記第1部材は第1に記載の太陽歯車によって形成され、前記第2部材は遊星キャリアによって形成され、前記第3部材は大減速歯車によって形成され、前記第4部材は補足的な太陽歯車によって形成されるように成した、請求項4に記載の自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、自動変速機に関し、より詳細には、クラッチ及びブレーキのような摩擦要素によって制御される遊星歯車組から構成され、ロックアップクラッチを有するか又はそれを備えることなく、油圧トルクコンバータ又は流体継手のような摺動を受ける始動連結装置に対して普通に連結される、特に自動車用の自動変速機に関する。

【0002】

【従来の技術及び発明が解決しようとする課題】既に長い間に渡って周知のものであるこの種の従来型の変速機は、複式遊星歯車組、4個から5個の摩擦要素、及び油圧トルクコンバータを利用する。これもまた周知である複雑な4速変速機は、従来型の3速変速機をベースにし

て二重ギヤ比の単独遊星歯車組と2個の摩擦要素を付け加えており、その結果、組立体は、1個の複式遊星歯車組、1個の単独遊星歯車組、及び6個から7個の摩擦要素を含むと共に、トルクコンバータ及びロックアップクラッチを備えることになる。

【0003】しかし、この複雑な4速変速機は、相当な大きさと重さがあるためコストも掛るので、その用途は賡々な縦置きエンジンを備えた後輪駆動車に限定され、横置きエンジンを備えた益々一般的になりつつある前輪駆動車に対して使用することは非常に困難となるか又は不可能であるかも知れない。従って、そのような車両のために、複式遊星歯車組及び5個から6個の摩擦要素と共に、トルクコンバータと任意のロックアップクラッチを利用する、コンパクトな4速変速機が特別に開発されてきたのである。

【0004】今日、このコンパクトな4速変速機は、従来型の3速変速機に取って代わりつつあるという傾向がある。この故に、現在では新しい複雑な5速及び時には6速の変速機が提案されており、従来型の3速変速機の場合と同様に、上述のコンパクトな4速変速機をベースにして二重ギヤ比の単独遊星歯車組と2個の摩擦要素が付け加えられている。このように開発された新しい組立体は、合計して、1個の複式遊星歯車組、1個の単独遊星歯車組、及び7個から8個の摩擦要素を含むと共に、トルクコンバータ及びロックアップクラッチを利用することになる。

【0005】そうなると、これらの新しい複雑な5速又は6速の変速機は、賡々な縦置きエンジンを備えた後輪駆動車に用途が限定される上述の複雑な4速変速機と同じように大きさと重さ及びコストの不具合を有するのである。更に、適当に離間したギヤ比を設定する際に大きな制限が生じて、変速機全体の品質をも低下させることになる。

【0006】その他の解決策も時に提案されてきたが、それらは概して複雑なものであり、従って大抵は同じ不具合を有するのである。

【0007】従って、本発明の目的は、複雑な変速機及び上述のその他の解決策の不具合を回避する変速機にある。これは、要するに、最小限の個数の摩擦要素という特色があって、設計の高度なフレキシビリティを有しながら適切に離間したギヤ比を常に提供することになる、横置きエンジンの前輪駆動車に適したコンパクトな多段自動変速機を意味するのである。

【0008】

【課題を解決するための手段及び作用】インプットシャフトとアウトプットシャフトの間において、第1の固定変速比を有し第1の制御クラッチ及び第2の制御クラッチを包含する第1の動力通路と、第1固定変速比よりも高い同方向の第2の固定変速比を有し第3の制御クラッチを包含する第2の動力通路と、動力通路のそれぞれと

係合する第1及び第2の制御ブレーキと、アウトプットシャフトと同心上にあって回転速度の順に第1、第2、第3及び第4の部材を包含する複式遊星歯車組とから構成されてケーシング内に収容される特に自動車用の多段自動変速機であって、第1制御クラッチは第1動力通路を介して第1部材をインプットシャフトに連結すべく機能し、第2部材は第2動力通路を介して第3部材をインプットシャフトに連結すべく機能し、第1制御ブレーキは第3部材を回転に対抗して固定すべく機能し、第2制御クラッチは第1動力通路を介して第4部材をインプットシャフトに連結すべく機能し、第2制御ブレーキは第4部材を回転に対抗して固定すべく機能するように成した、多段自動変速機が本発明に拠って提供される。

【0009】従って、このような変速機は、前記第1、第2及び第3の制御クラッチと前記第1及び第2の制御ブレーキを対を為して選択的に操作することによって6速の前進ギヤ、制動ニュートラル位置、及び後退駆動を提供するものであり、前記第1制御クラッチ及び前記第1制御ブレーキは第1速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第1制御クラッチ及び前記第2制御ブレーキは第2速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第1制御クラッチ及び前記第2制御クラッチは第3速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第1制御クラッチ及び前記第3制御クラッチは第4速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第2制御クラッチ及び前記第3制御クラッチは第5速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第3制御クラッチ及び前記第2制御ブレーキは第6速の前進ギヤを形成すべく機能し、前記第1及び第2の制御ブレーキは制動ニュートラル位置を形成すべく機能し、前記第2制御クラッチ及び前記第1制御ブレーキは後退駆動を形成すべく機能する。

【0010】米国特許明細書第3,577,804号(カズヒコ オーノ)は、本発明のように、アウトプットにおける複式遊星歯車組、及び3個のクラッチと2個のブレーキから成る5個の制御手段を包含する4速自動変速機を示している。このインプットシャフトは、油圧トルクコンバータを備えて、流体動力学的通路と機械的通路の2本の動力通路を利用するように2つの部分に分割されている。しかし、これらの2本の動力通路の変速比は同じである。これに対して、本発明に拠る変速機の2本の動力通路は、異なった変速比を有している。これが、本発明において、変速機の展開即ち最高ギヤ比と最低ギヤ比の比率における増大と、連続的なギヤ比における更に改善された昇降率を獲得するための2つの追加ギヤ比とを産み出すのである。

【0011】本発明のもう1つの特徴によれば、インプットシャフトとアウトプットシャフトが平行であるか又は心合わせされているかに応じて、2本の動力通路の固定変速比は、常時噛み合い歯車から成る2本の平行な歯車組によって提供されるか、或いはケーシングに固定さ

れた部材と直結駆動とを有する3部材から成る遊星歯車組によって提供される。

【0012】本発明の更なる特徴によれば、インプットシャフトは、第1動力通路のための入力形成して、摺動を受ける油圧トルクコンバータ又は流体継手のタービンに連結される第1の同軸シャフトと、第2動力通路のための入力形成して、摺動を受けないインペラに連結される第2の同軸シャフトとから構成され、これによって、後退駆動、1速ギヤ、2速ギヤ及び3速ギヤはトルクコンバータ又は流体継手の全体的な摺動を受け、4速ギヤ及び5速ギヤは部分的な摺動を受け、6速ギヤは摺動を受けないことになる。

【0013】更に、第1シャフトが第2シャフトよりも速く回転することを防止するために、フリーホイール装置が2本の同軸インプットシャフトの間に追加されることも可能であり、これによって、牽引における5速ギヤ、においても、後退駆動、1速ギヤ、2速ギヤ、3速ギヤ又は4速ギヤにおけるエンジンブレーキの間においても摺動は生じないことになる。

【0014】

【実施例】本発明の特徴及び利点は、添付図面に関連して具体例として示される以下の記述によって更に明らかになるであろう。

【0015】図1の第1の実施例において、本発明に従った変速機は、ケーシング内に配置されたインプットシャフトEとアウトプットシャフトSを包含しており、これらの2本のシャフトは平行である。

【0016】常時噛み合い歯車から成る第1の平行な歯車組1は、インプットシャフトEに固定される歯車1aと、第1制御クラッチC₁及び第2制御クラッチC₂に連結される歯車1bを包含しており、これらの2つのクラッチはアウトプットシャフトSと同心上にある。この第1の歯車組1は、第1の固定変速比G₁を有する第1の動力通路P₁を形成する。

【0017】常時噛み合い歯車から成る第2の平行歯車組2は、インプットシャフトEに固定される歯車2aと、第3制御クラッチC₃に連結される歯車2bを包含しており、このクラッチはアウトプットシャフトSと同心上にある。この第2の歯車組2は、第2の固定変速比G₂を有する第2の動力通路P₂を形成する。

【0018】これらの固定変速比G₁及びG₂は同じ方向にあり、1a、1b、2a及び2bの各歯車は、G₂がG₁より高くなるように選択される。

【0019】それぞれの回転速度の順でA、B、C、Dと呼ばれる4個の部材から構成される複式遊星歯車組50は、3部材から成る2個の遊星歯車組即ち基本的歯車組10、20を包含する。この基本的歯車組10は、太陽歯車11及び大減速歯車14と噛み合う遊星歯車13を担持する遊星キャリア12を有する。基本的歯車組20は、太陽歯車21及び大減速歯車24と噛み合う遊星

歯車23を支持する遊星キャリア22を有する。第1部材Aは歯車組10の大減速歯車14によって形成され、第2部材Bは歯車組20の大減速歯車24と共に回転可能に固定された歯車組10の遊星キャリア12によって形成され、第3部材Cは歯車組20の遊星キャリア22によって形成され、第4部材Dは互いに対して回転可能に固定された歯車組10及び20の太陽歯車11及び21によって形成される。

【0020】第1部材Aは第1制御クラッチC₁に係合され、第2部材BはアウトプットシャフトSと共に回転可能に固定され、第3部材Cは第3制御クラッチC₃及び第1制御ブレーキB₁に係合され、第4部材Dは第2制御クラッチC₂及び第2制御ブレーキB₂に係合される。

【0021】機能は、以下の通りである。

【0022】1速ギヤにおいて、第1制御クラッチC₁と第1制御ブレーキB₁に係合している。第1部材Aは変速比G₁に応じて駆動され、第2部材Cは回転に対抗して保持されている。運動は変速比G₁と複式遊星歯車組50の低い減速比とに従って伝達される。

【0023】2速ギヤにおいて、第1制御クラッチC₁と第2制御ブレーキB₂に係合している。第1部材Aは変速比G₁に応じて駆動され、第4部材Dは回転に対抗して保持されている。運動は変速比G₁と複式遊星歯車組50の中間の減速比とに従って伝達される。

【0024】3速ギヤにおいて、第1制御クラッチC₁と第2制御クラッチC₂に係合している。第1部材A及び第4部材Dと複式遊星歯車組50は、変速比G₁に応じて統一体として駆動される。運動は変速比G₁において伝達される。

【0025】4速ギヤにおいて、第1制御クラッチC₁と第3制御クラッチC₃に係合している。第1部材Aは変速比G₁に応じて駆動され、第3部材CはG₁よりも高い変速比G₂に応じて駆動される。運動はG₁とG₂の変速比の中間の変速比に従って伝達される。

【0026】5速ギヤにおいて、第2制御クラッチC₂と第3制御クラッチC₃に係合している。第3部材CはG₂に応じて駆動され、第4部材DはG₂よりも低いG₁に応じて駆動される。運動はG₂と複式遊星歯車組50による中間に増速駆動変速比とに従って伝達される。

【0027】6速ギヤにおいて、第3制御クラッチC₃と第2制御ブレーキB₂に係合している。第3部材CはG₂に応じて駆動され、第4部材Dは回転に対抗して保持されている。運動はG₂と複式遊星歯車組50による完全な増速駆動変速比とに従って伝達される。

【0028】制動ニュートラル位置において、第1制御ブレーキB₁と第2制御ブレーキB₂に係合している。第3部材C及び第4部材Dと複式遊星歯車組50は、統一体として静止状態に保持されている。アウトプットシャフトSは回転に対抗して保持され、インプットシャ

フトEは自由に回転している。運動は全く伝達されない。

後退駆動において、第2制御クラッチC₂と第1制御ブレーキB₁に係合している。第4部材DはG₁に応じて駆動され、第3部材Cは回転に対抗して保持されている。運動はG₁と複式遊星歯車組50の後退駆動変速比とに従って伝達される。

【0029】図2は、これらの8種類の操作モードに関する摩擦要素の選択表を示している。これらの8種類のモードが、実際は、3個のクラッチと2個のブレーキの10対の組合せに対応していて、第3クラッチC₃及び第1ブレーキB₁と第2のクラッチC₂及び第2ブレーキB₂という2つの禁止された組合せが除かれており、これらはインプットシャフトEを回転に対抗して保持しアウトプットシャフトSを解放することになるということが注目されるであろう。各々の組合せから隣の組合せ又はその次の組合せへの変更は、係合している2つの摩擦要素の一方だけを変更することによって即ち専ら単独の転位シフトによって全範囲を通じて達成され、どのような種類の制御にも容易に役立つことになることも注目されるであろう。

【0030】ここで、本発明に従った変速機の第2の実施例の概略図を示していて、インプットシャフトEとアウトプットシャフトSが心合わせされている図3が注目されるべきである。図1と図3に共通する統ての部分或いは同じ機能を有する部分は、同じ参照番号のままである。

【0031】インプットシャフトEに固定される大減速歯車3aと、第1制御クラッチC₁及び第2制御クラッチC₂に連結される遊星キャリア3bと、遊星歯車3cと、ケーシングに対して固定される太陽歯車3dとを包含している単純な遊星歯車組3は、統一体よりも低い第1の固定変速比G₁を有する第1の動力通路P₁を形成する。

【0032】このインプットシャフトEは、第3制御クラッチC₃を直接に駆動し、従って直結駆動を要求する第2の動力通路P₂を形成することになり、第2の固定変速比G₂は統一体と等しいものである。

【0033】それぞれの回転速度の順でA、B、C、Dと呼ばれる4個の部材から構成される複式遊星歯車組50は、ラビニョー・タイプのものであり、遊星キャリア22が遊星歯車23及び補足的な太陽歯車21aと噛み合う補足的な遊星歯車23aを支持するように成した図1の基本的歯車組20を包含している。第1部材Aは補足的な太陽歯車21aによって形成され、第2部材Bは大減速歯車24によって形成され、第3部材Cは遊星キャリア22によって形成され、第4部材Dは太陽歯車21によって形成される。

【0034】4個の部材A、B、C、Dは、図1と同じように、C₁、C₂、C₃の3個の制御クラッチ及びB₁、B₂の2個の制御ブレーキに係合されている。機能

の説明は既に述べたものと全く同じであり、図2の選択表が変更なしで適用される。

【0035】ここで、様々なタイプの複式遊星歯車組50を備えて図1の実施例の連続的な変形を示している図4、図5及び図6が注目されるべきである。統ての共通部分或いは図1と同じ機能を有する部分は、同じ参照番号のままである。

【0036】図4において、この複式遊星歯車組50は図3のそれと同じであって、ラビニョー・タイプのものである。

【0037】図5において、この複式遊星歯車組50は、図1の基本的歯車組20と、太陽歯車31及び大減速歯車34と噛み合う遊星歯車33を担持する遊星キャリア32を有する基本的歯車組30とを包含している。第1部材Aは歯車組30の太陽歯車31によって形成され、第2部材Bは歯車組30の遊星キャリア32と共に回転可能に固定された歯車組20の大減速歯車24によって形成され、第3部材Cは歯車組30の大減速歯車34と共に回転可能に固定された歯車組20の遊星キャリア22によって形成され、第4部材Dは歯車組20の太陽歯車21によって形成される。

【0038】図6において、この複式遊星歯車組50

第1具体例

図1、図4及び図6に対応

平行歯車組	基本的遊星歯車組
歯車組1 歯車1a: 歯数35本 歯車1b: 歯数43本 変速比G1: 0.814	歯車組10 太陽歯車11: 歯数50本 大減速歯車14: 歯数88本 遊星歯車13: 歯数19本
歯車組2 歯車2a: 歯数43本 歯車2b: 歯数35本 変速比G2: 1.229	歯車組20 太陽歯車21: 歯数41本 大減速歯車24: 歯数85本 遊星歯車23: 歯数22本
	歯車組30 太陽歯車31: 歯数50本 大減速歯車34: 歯数88本 遊星歯車33: 歯数19本
	ラビニョー歯車組 太陽歯車21: 歯数41本 大減速歯車24: 歯数85本 遊星歯車23: 歯数22本 遊星歯車23a: 歯数23本 太陽歯車21a: 歯数31本

【0042】

は、図1の基本的歯車組10と、図5の基本的歯車組30とを包含している。第1部材Aは歯車組30の太陽歯車31と共に回転可能に固定された歯車組10の大減速歯車14によって形成され、第2部材Bは互いに対して回転可能に固定された10及び30の歯車組の12及び32の遊星キャリアによって形成され、第3部材Cは歯車組30の大減速歯車34によって形成され、第4部材Dは歯車組10の太陽歯車11によって形成される。

【0039】これらの統ての図面において、4個の部材A、B、C、Dは、以前と同様に、C₁、C₂、C₃の3個の制御クラッチ及びB₁、B₂の2個の制御ブレーキに係合されている。機能の説明は図1の実施例のそれと同じままであり、摩擦要素の選択表は図2のそれと変わらない。

【0040】以下の第1及び第2の具体例は、図1、図3、図4、図5及び図6の統ての図面に共通な変速比を提供すべく選択されており、即ち、変速比は変化しないか、或いは図3の場合では、ほんの僅かな相違はあっても同じ昇降率を提供するように比例している。図3及び図4のラビニョー歯車組は、2つの具体例において明白に全く同じものである。

【0041】

変速ギヤ	変速比	昇降率
第1速	3.383	> 1.754
第2速	1.928	> 1.569
第3速	1.229	> 1.325
第4速	0.927	> 1.325
第5速	0.700	> 1.274
第6速	0.549	
後退駆動	2.556	

【0043】

第2具体例

図3に対応

単純遊星歯車組3 大減速歯車3a:歯数61本 太陽歯車3d:歯数31本 遊星減速歯車3c:歯数15本 変速比G1:0.663	ラビニョー歯車組 太陽歯車21:歯数41本 大減速歯車24:歯数85本 遊星歯車23:歯数22本 遊星歯車23a:歯数23本 太陽歯車21a:歯数31本
--	---

【0044】

変速ギヤ	変速比	昇降率
第1速	4.135	> 1.750
第2速	2.363	> 1.567
第3速	1.508	> 1.323
第4速	1.140	> 1.325
第5速	0.860	> 1.275
第6速	0.675	
後退駆動	3.127	

【0045】図1、図3、図4、図5及び図6の図面に共通であるこれらの変速比は、1つの変速比から次の変速比に達するまでの間において非常に好都合な進展状況を示しており、5速又は6速の変速機に完全に適合するものである。5速変速機は、例えば、6速変速機から第1速か又は第6速のギヤを削除することによって得られ

る。

【0046】これらの具体例から着手すれば、歯車サイズの修正は、同じく非常に好都合な進展状況で設定される多様な新しい変速比を提供することを容易にするであろう。ここで、図1の実施例に由来して、長形タイプの横置きエンジンに対してオフセット搭載される変速機

の概略図である図7が注目されるべきである。

【0047】従来通りの様式において、このエンジンのクランクシャフトMは、インペラ61、タービン62、ステータ63、フリーホイール装置64、ロックアップクラッチ65、及び捻じり振動ダンパ66を包含している油圧トルクコンバータ60を駆動する。このタービン62は、タービン62に連結された駆動スプロケット4aとインプットシャフトEに固定された被駆動スプロケット4bの上に装着される駆動チェーン4によって変速機のインプットシャフトEを駆動する。

【0048】図1と図7に共通する統ての部分或いは同じ機能を有する部分は、同じ参照番号のままである。図1に対比して、この制御クラッチC₁は、被駆動スプロケット4bの直ぐ後で第2の平行歯車組2の前においてインプットシャフトの上に装着される。このような種類の配列は、いかなる意味においても機能又は摩擦要素の選択表を変更するものではなく、機能は図1に関して説明されたままに留まり、摩擦要素の選択表は図2のままに留まるのである。更に、第1速/第2速のシフトアップ及び第2速/第1速のシフトダウンをこれ自体は周知である様式において簡便化するために第1制御ブレーキB₁に平行して付け加えられたフリーホイール装置R₁

第3具体例

図1及び図7に対応

平 行 歯 車 組	基本的遊星歯車組
歯車組1 歯車1a：歯数33本 歯車1b：歯数49本 変速比G1：0.673	歯車組10 太陽歯車11：歯数37本 大減速歯車14：歯数77本 遊星歯車13：歯数20本
歯車組2 歯車2a：歯数45本 歯車2b：歯数37本 変速比G2：1.216	歯車組20 太陽歯車21：歯数37本 大減速歯車24：歯数77本 遊星歯車23：歯数20本

【0053】

変速ギヤ	変速比	昇降率
第1速	3.683	> 1.675
第2速	2.198	
第3速	1.485	> 1.481

も、とりわけ機能を変更するものではない。

【0049】従来通りの様式において、この変速機は、アウトプットシャフトSに固定された太陽歯車5aと、差動組立体72に固定された遊星キャリア5bと、1組の遊星歯車5cと、ケーシングに固定された大減速歯車5dとを包含して、最終減速比を提供する補足的な遊星歯車組5をも利用している。この差動組立体72は、2本の側方アウトプット74及び74'を駆動車輪に対して駆動する太陽歯車71及び71'と噛み合う遊星歯車73を包含する。

10

【0050】本発明に従ったこのような変速機の構成要素の数の少なさを考慮すれば、2本の側方アウトプット74及び74'の間の距離は4段の変速しか備えていない類似構成の既存の自動変速機のそれに匹敵するものであることが了解されるであろう。

【0051】以下の第3及び第4の具体例は、図1と図7に対して等しく適用され得ることが明白である。第1及び第2の具体例におけるものと同様に、それらの変速比は、インプットシャフトEとアウトプットシャフトSに関するものである。それらには、駆動チェーン比も最終減速比も含まれていないのである。

【0052】

(9)

特開平4-219553

15

16

第4速	1. 003	> 1. 481
第5速	0. 677	> 1. 481
第6速	0. 555	> 1. 219
後退駆動	3. 090	

【0054】

10

第4具体例

図1及び図7に対応

平行歯車組	基本的遊星歯車組
歯車組1 歯車1a: 歯数35本 歯車1b: 歯数47本 変速比G1: 0. 745	歯車組10 太陽歯車11: 歯数37本 大減速歯車14: 歯数71本 遊星歯車13: 歯数17本
歯車組2 歯車2a: 歯数45本 歯車2b: 歯数37本 変速比G2: 1. 216	歯車組20 太陽歯車21: 歯数37本 大減速歯車24: 歯数83本 遊星歯車23: 歯数23本

【0055】

変速ギヤ	変速比	昇降率
第1速	3. 612	
第2速	2. 043	> 1. 768
第3速	1. 343	> 1. 521
第4速	0. 961	> 1. 398
第5速	0. 701	> 1. 370
第6速	0. 569	> 1. 233
後退駆動	3. 012	

【0056】これらの新しい変速比は、第1及び第2の具体例のものと同じように好都合であり、5速及び6速の変速機の両方に関して相当な可能性を提供するものである。更に、変速機をその軸に沿って移動することが可能であり、その結果、等しい長さの駆動シャフトによって2本の側方アウトプット74及び74'を駆動車輪から等しい距離に設置することができることになる。

【0057】そして、本発明は、4段の変速しか備えて

いない類似構成の既存の自動変速機の代わりに完全に良好に設計された5速又は6速の自動変速機を用意することを可能にするだけでなく、車両のステアリング及びサスペンションにとって不利である非常に短い駆動シャフトが一方の側に要求されるというそのような変速機の共通の欠陥を改善することを可能にするものであるということが評価されるであろう。

【0058】ここで、複式遊星歯車組50が反転されて

いる図1の変形を示す図8が注目されるべきである。

【0059】図1の複式遊星歯車組50は、図8の中においても確認され得る。それは、それぞれが互いに対して回転可能に固定された太陽歯車11及び21と遊星キャリア12及び大減速歯車24とによって連結された同じ基本的な遊星歯車10及び20を包含している。

【0060】図1の実施例に対比して、この複式遊星歯車組50は前後に反転されており、4個の部材A、B、C、Dが入れ替えられている。図1の第4部材Dは、ここでは第1部材Aと呼ばれて第1制御クラッチC₁に係合されており、図1の第3部材Cは、ここでは第2部材Bと呼ばれてアウトプットシャフトSに固定されており、図1の第2部材Bは、ここでは第3部材Cと呼ばれて第3制御クラッチC₃及び第1制御ブレーキB₁に係合されており、図1の第1部材Aは、ここでは第4部材Dと呼ばれて第2制御クラッチC₂及び第2制御ブレーキB₂に係合されているのである。

【0061】ここでは、既述のように、機能の説明は図

1のものと特に変わるものではなく、摩擦要素の選択表も何の修正もなく図2のものと全く同じものである。

【0062】図9、図10及び図11は、図1に対する図8と同じ変形を図4、図5及び図6に関して連続的に示している。これらの統ての図面において、複式遊星歯車組50は、同様に反転されているのである。

【0063】以下の第5の具体例は、非常に僅かな相違はあるが同じ昇降率を有するこれらの統ての変形に対して共通する変速比を提供すべく選択されている。この具体例は、第1の具体例と比較されるべきものである。基本的な遊星歯車組における統ての歯車サイズは全く同じままであり、平行な歯車組の歯車サイズだけが変更されている。

【0064】第5具体例図1、図9、図10及び図11に対応第1具体例と同じ遊星歯車組だが、反転されている。

【0065】

平 行 歯 車 組	基本的遊星歯車組
歯車組1 歯車1a: 歯数41本 歯車1b: 歯数51本 変速比G1: 0.804	歯車組10 太陽歯車11 : 歯数50本 大減速歯車14: 歯数88本 遊星歯車13 : 歯数19本
歯車組2 歯車2a: 歯数50本 歯車2b: 歯数42本 変速比G2: 1.190	歯車組20 太陽歯車21 : 歯数41本 大減速歯車24: 歯数85本 遊星歯車23 : 歯数22本
	歯車組30 太陽歯車31 : 歯数50本 大減速歯車34: 歯数88本 遊星歯車33 : 歯数19本

	ラビニョー歯車組 太陽歯車21 : 歯数41本 大減速歯車24 : 歯数85本 遊星歯車23 : 歯数22本 遊星歯車23a : 歯数23本 太陽歯車21a : 歯数31本
--	---

変速ギヤ	変速比	昇降率
第1速	3.830	
第2速	2.184	> 1.754
第3速	1.244	> 1.755
第4速	0.939	> 1.325
第5速	0.709	> 1.325
第6速	0.535	
後退駆動	2.556	

【0066】図8、図9、図10及び図11に共通するこれらの新しい変速比は、第1の具体例のものと同様に好都合な進展状況を示しており、5速又は6速の変速機に対して同様に適合するものである。更に、5個のうち3個の昇降率、即ち第1速/第2速、第3速/第4速、第4速/第5速のそれぞれの昇降率が第1の具体例と変わっていないことが注目されるであろう。

【0067】明白であるが、図3のラビニョー歯車組も同様に反転され得るものであり、単純な遊星歯車組3における歯車サイズだけが変更されると、同じ昇降率によって上記の変速比に比例した変速比が入手されることになる。更に、これらの新しい具体例から着手すれば、歯車サイズの修正は、同じく非常に好都合な進展状況で設定される多様な新しい変速比を提供することを容易にするであろう。

【0068】ここで、図1の第1の実施例に由来して2本の分離した同軸インプットシャフトE₁、E₂を備えた本発明の第3の実施例を示す図12が注目されるべきである。

【0069】図1と図12に共通する統ての部分或いは同じ機能を有する部分は、同じ参照番号のままである。図1の実施例に対比して、このインプットシャフトEは、第1の平行歯車組1の歯車1aを担持して第1の動力通路P₁のための入力を形成する第1の同軸シャフトE₁と、第2の平行歯車組2の歯車2aを担持して第2

の動力通路P₂のための入力を形成する第2の同軸シャフトE₂とに分割されている。

【0070】図13は、図3の第2の実施例に由来して2本の分離した同軸インプットシャフトE₁、E₂を備えた本発明の第4の実施例を同様に示している。図3と図13に共通する統ての部分或いは同じ機能を有する部分は、同じ参照番号のままである。図3の実施例に対比して、このインプットシャフトEは、単純な遊星歯車組3の大減速歯車3aを担持して第1の動力通路P₁のための入力を形成する第1の同軸シャフトE₁と、第3制御クラッチC₃を直接に駆動して第2の動力通路P₂と直結駆動において結び付けられる第2の同軸シャフトE₂とに分割されている。

【0071】両者の実施例において、2本の動力通路P₁及びP₂は、2つの異なった動力源に連結されるように為されている。そして、図2の摩擦要素の選択表は、これらの2つの動力源の一方或いは他方に従った組合せを直ちに見出すことになる。

【0072】図13の実施例に由来して、単独の動力源Mから油圧トルクコンバータ60によって駆動され、短形タイプの横置きエンジンに直接的に端部搭載されるように成した、変速機の概略図である図14が具体例として注目されるべきである。

【0073】図13と図14に共通する統ての部分或いは同じ機能を有する部分は、同じ参照番号のままであ

る。従来通りの様式において、このトルクコンバータ60は、インペラ61、タービン62、ステータ63、フリーホイール装置64、及び捻じり振動ダンバ67を含んで成る。この第1動力通路P₁は摺動を受けるタービン62に対して第1同軸インプットシャフトE₁を介して連結されて流体動力学的な動力通路と呼ばれ、第2同軸インプットシャフトE₂に結び付けられた第2動力通路P₂は摺動を受けないインペラ61に対して振動ダンバ67を介して連結されて機械的な動力通路と呼ばれる。

【0074】このような種類の配列に従えば、後退駆動、第1速、第2速及び第3速のギヤは流体動力学的なものであってタービンの全体的摺動を受けることになり、第4速及び第5速のギヤは複合的なものであって部分的摺動を受けることになり、第6速のギヤは機械的なものであって摺動を受けないことになる。第1速/第2速のシフトアップ及び第2速/第1速のシフトダウンをこれ自体は周知である様式において簡便化するために第1制御ブレーキB₁に平行して付け加えられたフリーホイール装置R₁は、いかなる意味でもこの機能に干渉するものではない。

【0075】従来通りの様式において、この変速機は、アウトプットシャフトSに固定された駆動歯車6aと中間シャフトZに固定された被駆動歯車6bを包含する平行なカウンタ歯車組6と、中間シャフトZに固定された*

*小歯車8aと差動組立体72に固定された歯車8bを包含して全体の最終減速比を提供するように成した平行な最終駆動装置8も利用している。この差動組立体72は、2本の側方アウトプット74及び74'を駆動車輪に対して駆動する太陽歯車71及び71'と噛み合う遊星歯車73を包含する。

【0076】構成要素の数の少なさを考慮すれば、本発明に従ったこのような変速機はここでもまた非常に短いので、4段の変速しか備えていない既存のコンパクトな自動変速機に代わって、矩形タイプの横置きエンジンに対して直列に直接的に搭載されるように為されることが了解されるであろう。

【0077】図15は、フリーホイール装置68が2本の同軸インプットシャフトE₁、E₂の間に配置されて、第1の同軸インプットシャフトE₁が第2の同軸インプットシャフトE₂よりも速く回転することを防止するように成した変速機の変形を示している。そして、摺動を受けていた変速ギヤが、牽引時のみ又はエンジンブレーキの間においてのみ摺動を受けるようになるのである。

【0078】アスタリスク*がフリーホイール装置68の作用を意味している第1表は、このようにして獲得された各々のギヤの性質を要約するものである。

【0079】

第 1 表

変速ギヤ	牽 引	エンジンブレーキ
第1速	流体動力学的	機械的
第2速	流体動力学的	機械的
第3速	流体動力学的	機械的
第4速	複合的	機械的
第5速	機械的	複合的
第6速	機械的	機械的
後退駆動	流体動力学的	機械的

【0080】

第6具体例

図3、図13、図14及び図15に対応
第7具体例と同じラビニョー歯車組

単純遊星歯車組3	ラビニョー歯車組
大減速歯車3a : 歯数75本	太陽歯車21 : 歯数33本
太陽歯車3d : 歯数45本	大減速歯車24 : 歯数75本
遊星減速歯車3c : 歯数15本	遊星歯車23 : 歯数21本
変速比G1 : 0.625	遊星歯車23a : 歯数19本
	太陽歯車21a : 歯数27本

【0081】

変速ギヤ	変速比	昇降率
第1速	4.444	> 1.800
第2速	2.469	> 1.543
第3速	1.600	> 1.384
第4速	1.156	> 1.347
第5速	0.858	> 1.326
第6速	0.694	
後退駆動	3.636	

【0082】

第7具体例

図3、図13、図14及び図15に対応
第6具体例と同じラビニョー歯車組

単純遊星歯車組3 大減速歯車3a：歯数65本 太陽歯車3d：歯数31本 遊星減速歯車3c：歯数17本 変速比G1：0.677	ラビニョー歯車組 太陽歯車21：歯数33本 大減速歯車24：歯数75本 遊星歯車23：歯数21本 遊星歯車23a：歯数19本 太陽歯車21a：歯数27本
--	---

【0083】

変速ギヤ	変速比	昇降率
第1速	4.102	> 1.800
第2速	2.279	> 1.543
第3速	1.477	> 1.305
第4速	1.132	> 1.292
第5速	0.876	> 1.261
第6速	0.694	
後退駆動	3.357	

【0084】トルクコンバータ60の摺動は第4速のギヤにおいて部分的に除去されており、第5速及び第6速のギヤにおいて更にエンジンブレーキの間において全体的に除去されており、第5速のギヤにおけるエンジン

ブレーキの間に残留している摺動は無視できるものであることが評価されるであろう。

【0085】以下の第6及び第7の具体例は、5速又は6速の変速機に対して同じく非常に良好に適合してお

り、図3、図13、図14及び図15の実施例に対して全く同じように適用されることが明白である新しい2組の変速比を提供している。前述の具体例と同じように、これらの変速比はインプットシャフトE又はインプットシャフトE₁、E₂とアウトプットシャフトSに関するものである。それらには、トルクコンバータの摺動も最終減速比も含まれていないのである。更に、設計のフレキシビリティにおける変速比G₁及びG₂の重要性を強調するために、第7の具体例は単純遊星歯車組3の変更だけによって第6の具体例と異なっており、ここではラビニョー・タイプである複式遊星歯車組50は変更されて

いないということが注目されるべきである。
【0086】本発明は、説明のためにだけ既述され図示されたこれらの実施例に限定されるものではなく、特に2本の動力通路P₁、P₂のその他の配列等の統ての変形を包含するものであり、2つの異なった変速比G₁、G₂及び/又は複式遊星歯車組50は、添付した特許請求の範囲において規定したように本発明の真の精神及び範囲の中に含まれることになるのである。

【図面の簡単な説明】

【図1】平行なインプットシャフト及びアウトプットシャフトと、第1のタイプの複式遊星歯車組を備えた、本発明の第1の実施例の概略図である。

【図2】摩擦要素の選択表を示している。

【図3】直列形のインプットシャフト及びアウトプットシャフトと、第2のタイプの複式遊星歯車組を備えた、本発明の第2の実施例の概略図である。

【図4】図3に示された第2のタイプの複式遊星歯車組を使用する、図1の実施例の変形を示している。

【図5】第3のタイプの複式遊星歯車組を使用する、図1の実施例の変形を示している。

【図6】第4のタイプの複式遊星歯車組を使用する、図1の実施例の変形を示している。

【図7】油圧トルクコンバータによって駆動され、長形

タイプの横置きエンジンに沿ってオフセット搭載された、図1の実施例に由来する変速機の概略図である。

【図8】複式遊星歯車組を反転させた、図1の実施例の変形を示している。

【図9】複式遊星歯車組を反転させた、図4の実施例の変形を示している。

【図10】複式遊星歯車組を反転させた、図5の実施例の変形を示している。

【図11】複式遊星歯車組を反転させた、図6の実施例の変形を示している。

【図12】図1の実施例に由来して、2本の分離した同軸インプットシャフトを備えた、本発明の第3の実施例の概略図である。

【図13】図3の実施例に由来して、2本の分離した同軸インプットシャフトを備えた、本発明の第4の実施例の概略図である。

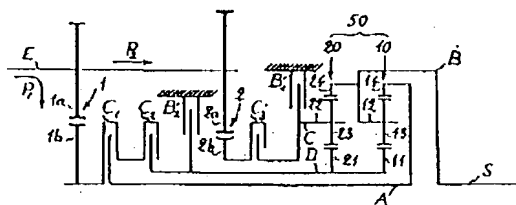
【図14】油圧トルクコンバータによって駆動され、短形タイプの横置きエンジンに直接的に端部搭載される、図13の実施例に由来する変速機の概略図である。

【図15】2本の分離した同軸インプットシャフトの間にフリーホイール装置を使用する、図14の実施例の変形を示している。

【符号の説明】

- 1, 2 歯車組
- 50 複式遊星歯車組
- E インプットシャフト
- S アウトプットシャフト
- C₁ 第1の制御クラッチ
- C₂ 第2の制御クラッチ
- C₃ 第3の制御クラッチ
- P₁ 第1の動力通路
- P₂ 第2の動力通路
- B₁ 第1の制御ブレーキ
- B₂ 第2の制御ブレーキ

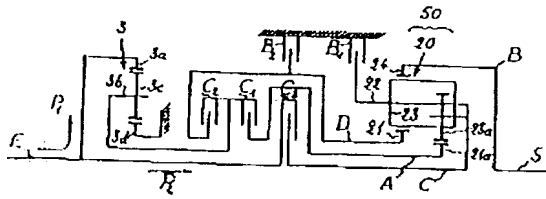
【図1】



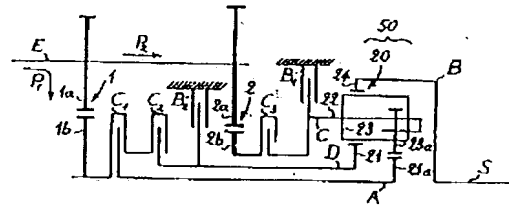
【図2】

	R	BN	1	2	3	4	5	6
C ₁			x	x	x	x		
C ₂	x				x		x	
C ₃						x	x	x
B ₁	x	x	x					
B ₂		x		x				x

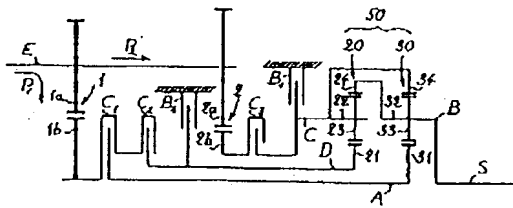
【図3】



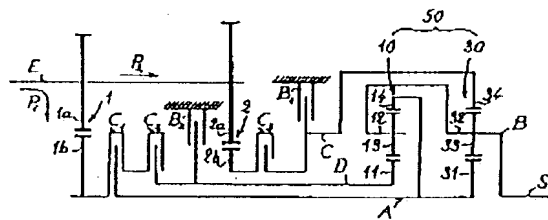
【図4】



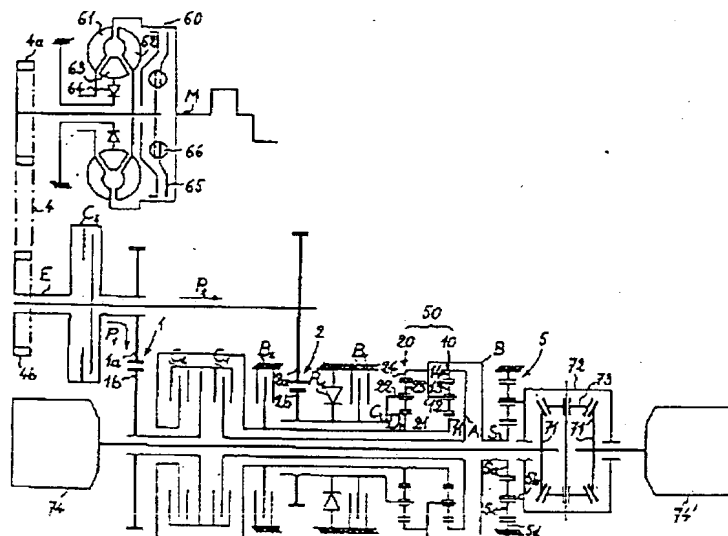
【図5】



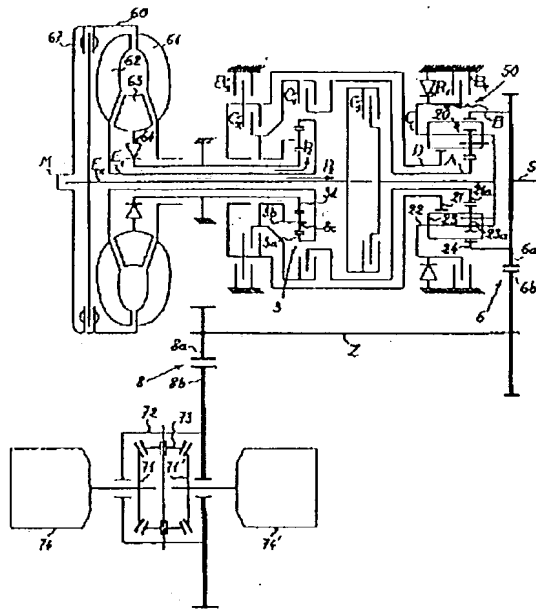
【図6】



【図7】



【図14】



【図15】

